

VŠB – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA

Fakulta strojní

Institut dopravy

# Bakalářská práce

Návrh dvoučelistové brzdy výtahu

The Design of the Two-Jaw Brake byLift

Student:

David Kříž

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Leopold Hrabovský, Ph.D.

Ostrava 2010

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Institut dopravy

## Zadání bakalářské práce

Student:

**David Kříž**

Studijní program:

B2341 Strojírenství

Studijní obor:

2302R003 Dopravní stroje a manipulace s materiálem

Téma:

Návrh dvoučelistové brzdy výtahu  
The Design of the Two-Jaw Brake by Lift

Zásady pro vypracování:

- 1) Provedte rozbor a řešerši možných variant brzdových systémů výtahů.
- 2) Provedte návrh výkonu pohonu nákladního elektrického výtahu dle ČSN EN 81-1 a výpočet trakční únosnosti, pro výtah nosnosti 2000 kg a rychlost zdvihu 0,4 m/s.
- 3) Provedte sestavný výkres bubnové poháněcí stanice.
- 4) Provedte konstrukční návrh brzdy.

Seznam doporučené odborné literatury:

- 1) Polák, J., Slíva, A.: Dopravní a manipulační zařízení III. ES VŠB, 2005, 128 str.133, ISBN 80-248-0963-X.
- 2) Dražan, F., Kupka, L. a kol.: Transportní zařízení. SNTL, Praha 1966
- 3) Cvekl, Z., Janovský, L., Podivínský, V., Talacko, J.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení. ČVUT Praha, 1984.
- 4) Jeřábek, K.: Stroje a zařízení pro manipulaci. ES ČVUT Praha 1987.
- 5) Janovský, L.: Systémy a strojní zařízení pro vertikální dopravu. ES ČVUT Praha 1991.
- 6) Normy z dané oblasti ČSN EN 81-1, apod.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Leopold Hrabovský, Ph.D.**

Datum zadání: 18.12.2009

Datum odevzdání: 21.05.2010

doc. Ing. Vladimír Smrž, Ph.D.  
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.  
děkan fakulty

## **Prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě .....

.....

Podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- беру на ве́доміі, же Высoкá škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB – TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v ústřední knihovně VŠB – TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB – TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB – TUO, v případě zájmu z její strany uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB – TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB – TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́доміі, же odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce dle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a po slnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: .....

.....

## **Anotace Bakalářské práce**

KŘÍŽ, D. Návrh dvoučelist'ové brzdy výtahu: bakalářská práce.

Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, institut dopravy, 2010, 48 s.

Vedoucí práce: doc. Ing. Hrabovský, L., Ph.D.

Bakalářská práce se zabývá návrhem dvoučelist'ové brzdy výtahu. Tento výtah je navrhnout jako nákladní s nosností 2000 kg, jmenovitou rychlostí zdvihu 0,4 m/s a zdvihem 8 m. V úvodní části je rozebráno konstrukční rozdělení brzd, v další části je uvedeno rozdělení podle použití. Poslední část je zaměřena na technologické výpočty, které souvisí se zadanou problematikou. Výrobní výkres brzdy a sestava pohonné jednotky jsou dokumentovány ve výkresové části bakalářské práce

## **Annotation of Bachelor thesis**

KŘÍŽ, D. The Design of the Two-Jaw Brake by Lift : bachelor thesis.

Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Institute of Transport, 2010, 48p

Thesis head: doc. Ing. Hrabovský, L., Ph.D.

This bachelor thesis deals with design of the two-jaw brake by lift. This lift is dedicated to the carriage load a dead weight capacity 2000 kg, nominal speed 0,4 m/s and transport stroke 8m. In the introduction there are indicated different construction possibilities brake by lift, next part is note function after utilization. Last part is directivity on technical calculations. Production design lift and group design drive is documented in the drawing documentation of bachelor thesis.

# **Obsah**

<b>Seznam použitého značení .....</b>	<b>8</b>
<b>1. Úvod .....</b>	<b>10</b>
<b>2. Výtahy .....</b>	<b>11</b>
2.1.    Rozdělení výtahů .....	11
<b>3. Brzdy výtahového stroje .....</b>	<b>12</b>
3.1.    Brzdy .....	12
3.2.    Funkční rozdělení brzd .....	13
3.3.    Rozdělení brzd .....	14
3.4.    Brzdy výtahového stroje .....	16
3.5.    Přístroje k odbrzdování výtahového stroje .....	17
3.6.    Zkoušení výtahových brzd .....	18
3.7.    Brzdové obložení .....	18
<b>4. Technologické výpočty .....</b>	<b>19</b>
4.1.    Brzdy výtahového stroje .....	19
4.2.    Volba kabiny .....	19
4.3.    Volba rámu .....	20
4.4.    Volba a dimenzování lan .....	20
4.5.    Návrh rozměrů bubnu .....	21
4.6.    Výpočet obvodové síly .....	25
4.7.    Potřebný výkon elektromotoru .....	25
4.8.    Volba elektromotoru .....	26
4.9.    Výpočet převodového poměru .....	26
4.10.    Volba převodové skříně .....	27
4.11.    Skutečná rychlost zdvihu .....	27
4.12.    Kontrola doby rozběhu .....	28
4.13.    Volba brzdy .....	30
4.14.    Stanovení potřebného brzdného momentu .....	30
4.15.    Výpočet přítlačné síly .....	31
4.16.    Volba spojky .....	33

4.17.	Volba odbrzdovače.....	33
4.18.	Volba brzdového obložení .....	34
4.19.	Měrný tlak mezi čelistmi a bubnem.....	35
4.20.	Kontrola brzdy na oteplení.....	36
4.21.	Kontrola čepu na otlačení.....	37
<b>5.</b>	<b>Závěr.....</b>	<b>38</b>
<b>6.</b>	<b>Seznam použitých zdrojů .....</b>	<b>39</b>
<b>7.</b>	<b>Přílohy .....</b>	<b>40</b>

## Seznam použitého značení

### Zkratky

CSN Česká státní norma

EN Evropská norma

ISO Mezinárodní norma

### Výpočet zdvihacího mechanismu

Q	Nosnost	[kg]
H	Zdvih	[m]
D <sub>b</sub>	Průměr bubnu	[mm]
J <sub>1</sub>	Moment setrvačnosti rotačních hmot	[kgm <sup>2</sup> ]
J <sub>2</sub>	Moment setrvačnosti posuvných hmot	[kgm <sup>2</sup> ]
J <sub>BK</sub>	Moment setrvačnosti brzdového kotouče	[kgm <sup>2</sup> ]
J <sub>EM</sub>	Moment setrvačnosti elektromotoru	[kgm <sup>2</sup> ]
J <sub>P</sub>	Moment setrvačnosti převodovky	[kgm <sup>2</sup> ]
J <sub>B</sub>	Moment setrvačnosti bubnu	[kgm <sup>2</sup> ]
D <sub>min</sub>	Minimální průměr třecího kotouče	[mm]
F <sub>min</sub>	Minimální síla v laně při přetržení	[kN]
F <sub>o</sub>	Obvodová síla	[N]
F <sub>skut</sub>	Skutečná síla v laně	[N]
F <sub>teor</sub>	Teoretická síla v laně	[N]
F <sub>ZL</sub>	Zkušební síla lana	[kN]
K	Síla v pružinách odbrzdovače	[N]
K <sub>1</sub>	Empirický koeficient lana s vláknitou duší	[-]
M <sub>i</sub>	Inerční moment redukováný na hřídel motoru	[Nm]
M <sub>N-EM</sub>	Nominální (jmenovitý) moment elektromotoru	[Nm]
M <sub>pmax</sub>	Maximální točivý moment převodovky	[Nm]



$M_{st}$	Statický moment redukováný na hřídel motoru	[Nm]
$M_Z$	Potřebný záběrový moment	[Nm]
$M_{Z-EM}$	Záběrový moment elektromotoru	[Nm]
$P$	Hmotnost klece výtahu	[kg]
$P_{EM}$	Výkon elektromotoru	[kW]
$P_{EMmin}$	Minimální potřebný výkon elektromotoru	[kW]
$P_P$	Výkon převodovky	[kW]
$R_r$	Stupeň lana	[Mpa]
$T$	Tahová síla v laně	[N]
$q_L$	Délková hmotnost lana	[kg/m]
$t_b$	Doba brzdění	[s]
$t_r$	Doba rozběhu	[s]
$v$	Rychlost zdvihu	[m/s]
$v_{sk}$	Skutečná rychlost zdvihu	[m/s]
$\eta_c$	Celková účinnost pohonu	[-]
$\eta_{EM}$	Účinnost elektromotoru	[-]
$\eta_P$	Účinnost převodovky	[-]
$\mu$	Koeficient tření litina - ocel	[-]

### **Výpočet brzdy**

$M_B$	Brzdny moment	[Nm]
$D_{BR}$	Průměr brzdového kotouče	[mm]
$P$	Měrný tlak mezi čelisti a brzdovým kotoučem	[Mpa]
$p_d$	Dovolený měrný tlak	[Mpa]
$S_o$	Plocha obložení čelisti	[mm <sup>2</sup> ]
$B_b$	Šířka obložení čelisti	[mm]
$\alpha$	Úhel opásání	[°]

## **1. Úvod**

Výtah je trvale umístěné zdvihací zařízení, které určuje předem určené úrovně stanovišť, mající klec, která dovoluje náklad nebo výklad přepravovaného nákladu. Osoby nebo břemeno jsou přepravovány v kleci nebo v kabině výtahu. Výtahy umožňují pouze přímočarý pohyb dolů nebo přímočarý pohyb nahoru.

Podle vyhlášky č.19/1979 Sb. je výtah vyhrazené zdvihací zařízení, které je definováno jako zdvihací zařízení, které může ve zvýšené míře ohrozit zdraví pracovníků nebo způsobit škodu na majetku. U takto definovaných vyhrazených zdvihacích zařízení je nutno provádět státní odborný dozor, který spadá pod kontrolu Českého úřadu bezpečnosti práce (ČÚBP).

Tato práce řeší návrh dvoučelistové brzdy pro zdvihový mechanismus, který má přepravovat náklad do výšky zdvihu 8 m. Strojovna výtahu je umístěna na vrcholu šachty. Lana se navíjí na lanový buben, který je poháněn motorem výtahu.

## **2. Výtahy**

### **2. 1. Rozdělení výtahů**

#### **Podle normy CSN ISO 4190-1[9]:**

- *Třída I* Výtahy určené pro dopravu osob.
- *Třída II* Výtahy určené především pro dopravu osob, ale i pro dopravu nákladů.
- *Třída III* Výtahy určené pro zdravotnické účely včetně nemocnic a pečovatelských domovů.
- *Třída IV* Výtahy určené především pro dopravu nákladu, který je obvykle doprovázen osobami.
- *Třída V* Malé nákladní výtahy.
- *Třída VI* Výtahy zvlášť určené pro budovy s intenzivním provozem.

#### **Nezatříděné**

- Stolové výtahy
- Nákladní výtahy se zakázanou přepravou osob
- Bubnové výtahy
- Oběžné výtahy (páternoster)

#### **Podle druhu pohonu:**

- Výtahy s elektrickým pohonem
- Výtahy s hydraulickým pohonem
- Výtahy s pneumatickým pohonem

Základními parametry výtahu jsou nosnost a jmenovitá dopravní rychlost. Nosností výtahu rozumíme nejvyšší dovolenou hmotnost břemene, kterým se smí klec výtahu zatížit. V mém případě se jedná o 2000 kg. Jmenovitá dopravní rychlost je teoretická rychlost klece, pro niž je výtah konstruován. V mém případě 0,4 m/s.

### **3. Brzdy výtahového stroje**

#### **3.1. Brzdy**

Zpomalují nebo zastavují různé druhy pohybů nebo zajišťují klidovou polohu (např. u jeřábů a výtahů). V opačném případě by bylo nutné příliš časté seřizování, neboť špatně seřízená brzda je příčinou nepřesného zastavování kabiny v podlaží. Sevření brzdy je provedeno tlačnými pružinami.

U výtahových strojů s mechanickým převodem je brzda umístěna na rychloběžné hřídeli. Při činnosti brzd se snižuje pohybová energie posuvných a rotačních hmot a mění se v tepelnou energii. Brzdy mají pro provoz strojů a zatížení velký význam.

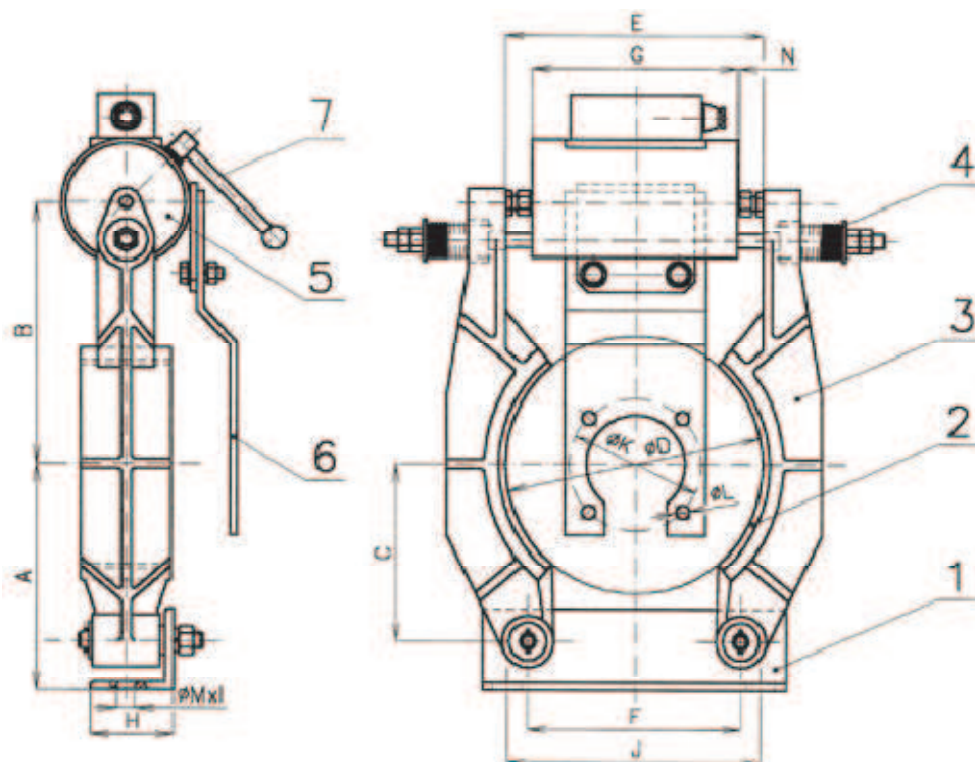
Na jejich spolehlivosti závisí bezpečnost provozu, tj. zabránění nehodám, úrazům a škodám na majetku i zdraví a na životech lidí. Některé stroje a zařízení bez brzd ani nemohou pracovat (např. výtahy).

Brzda výtahu musí mít též možnost ručního odbrzdění, pokud se pro nouzový přesun do stanice používá ruční pohon.

Po ukončení působení síly na odbrzdňovací zařízení se musí brzda samočinně vrátit do zabrzděného stavu.



Obr. 3.1.1. Fotografie dvojčinné čelistové brzdy výtahu



Obr. 3.1.2 Dvoučelist'ová výtahová brzda Wykov [1]

#### Hlavní části

- 1 – Stojan brzdy
- 2 – Brzdové obložení
- 3 – Čelist brzdy
- 4 – Pružina brzdy
- 5 – Držák brzdy
- 6 - Elektromagnet
- 7 – Páka ručního odbrzdění

### **3.2. Funkční rozdělení brzd**

#### **• Stavěcí**

Zastavují pohyb, přestane-li působit síla.

#### **• Regulační**

Pohyb nejprve zpomalují, potom zastavují. Nejvíce se používají při spouštění břemen, proto se jim také u zdvihacích ústrojí říká spouštěcí.

### 3.3. Rozdělení brzd

#### Z konstrukčního hlediska mohou být brzdy:

- čelistové,
- pásové,
- lamelové,
- kotoučové.

#### Podle způsobu dosažení brzdového účinku jsou brzdy:

- **Mechanické**, účinek se dosahuje silovým stykem – smykovým třením nebo proudové - využívají vnitřního tření tekutin.
- **Elektrické**, využívají vzájemného působení magnetických polí statoru a rotoru brzdy.

#### Mechanické brzdy

U mechanických brzd se dosahuje žádaného účinku silovým stykem, tj. smykovým (kluzným) třením mezi dvěma vhodně uspořádanými plochami. Všechny mechanické brzdy jsou třecí. Pro třecí dvojice platí stejné zásady jako pro spojky.

Nejčastěji se tyto brzdy uvádějí v činnost pružinami a odbrzdíují se mechanicky, elektricky, hydraulicky nebo pneumaticky. Takový způsob uspořádání u brzd stavěcích musí fungovat i při výpadku energie, kdy by mohlo dojít např. k pádu břemene. Je možná i opačná funkce, kdy se brzdy zapínají a vypínají pružinami.

Pro zvýšení brzdícího momentu a životnosti se funkční plochy brzd opatřují třecím obložním.

#### Ovládání mechanických brzd

Brzdy jsou v klidové poloze buď odbrzděny (u vozidel) nebo zabrzděny (u zvedacích zařízení). Jejich ovládání, tj. odbrzdění nebo zabrzdění, se provádí:

- **Mechanické ovládání**

Ovládají se rukou, nohou, závažím, pružinou lze ovládat jen u brzd s menším brzdícím momentem.

- ***Hydraulické ovládání***

Je typické u brzd osobních automobilů. Tlakem brzdového pedálu se stlačuje v hlavním brzdovém válci brzdová kapalina, která se potrubím rozvádí do brzdových válců jednotlivých kol. Písty brzdových válců pak ovládají čelisti. Současné automobily mají většinou navíc zařízení k posílení tlaku.

- ***Pneumatické ovládání***

Používá se u vlakových brzd a u nákladních automobilů a traktorů. Brzdový pedál ovládá ventil, který pouští stlačený vzduch ze vzduchojemu do brzdových válců kol.

- ***Ovládání elektromagnetem a elektrohydraulicky***

Je typické u brzd pro jeřáby a výtahy.



Obr. 3.3.1 Elektrohydraulický odbrzdovač [2]

- ***Samočinné ovládání***

Mají lamelové a kuželové brzdy malých zdvihadel, např. ruční kladkostroje. Slouží při spouštění břemen, kdy ubrzděný moment je úměrný velikosti břemene.

Použití jednotlivých druhů brzd souvisí zejména s požadavky na jejich účinnost, spolehlivost a ovládání. Je ovlivněno i konstrukcí a technickým vývojem zařízení, v nichž pracují.

### 3.4. Brzdy výtahové stroje

U výtahu se používají čelist'ové brzdy ovládané elektromagnetickým odbrzd'ovačem nebo méně často elektrohydraulickým odbrzd'ovačem. Navíc musí být vybavena mechanickým zařízením k ručnímu odbrzdění před uvedením ručního pohonu v činnost.

Nejčastěji jsou používány čelist'ové brzdy, teprve v posledních letech se objevují i brzdy kotoučové.

Čelist'ová brzda je zpravidla vnější, jen výjimečně se u bezpřevodových výtahových strojů objevily vnitřní čelist'ové brzdy. Pásové brzdy nesmí být u výtahu použity. Poloha magnetu bývá vodorovná. Odbrzd'ovač působí mechanicky na čelisti pomocí pákového mechanismu.

Brzdový systém výtahu musí být uveden v činnost automaticky. Čelisti jsou vybaveny brzdovým obložením, aby se zvýšil součinitel smykového tření. Páky brzdy musí mít dostatečnou tuhost, aby nepružily.

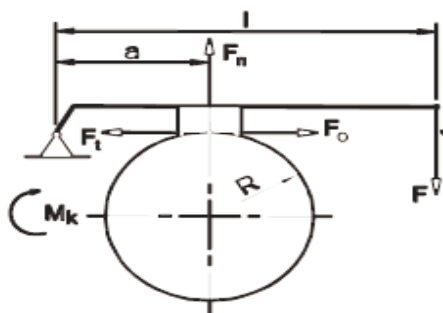
Brzda výtahového stroje musí být navrhována tak, aby počet součástí vystavených opotřebení byl minimální.

#### Čelist'ové brzdy

Používají se u jeřábů, výtahů a u kolejových a silničních motorových vozidel. Mají jednu nebo častěji dvě čelisti, které vytvářejí brzdicí účinek přitlačením k rotujícímu brzdovému bubnu. Vnější čelisti jsou na pákách uloženy nehybně nebo pohyblivě. Brzdový buben a čelisti se vyrábějí z litiny nebo z oceli.

- **Jednočelist'ové**

Používají se nejvýše pro ruční pohon. Pro pohon motorem se nehodí, protože čelist vyvozuje jednostranný tlak na brzdový kotouč.

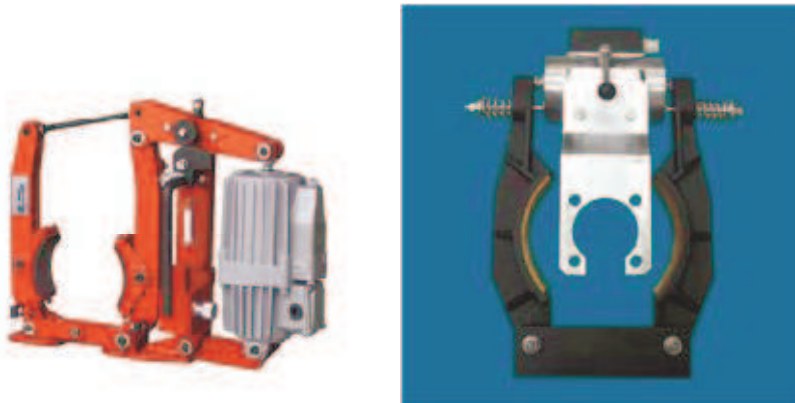


Obr. 3.4.1. Jednočelist'ová brzda



- ***Dvoučelist'ové***

Brzdové čelisti mohou být buď pevně spojeny s hlavními pákami nebo otočně uloženy na čepu. Nejčastěji bývají čelisti otočné na čepích vsazených do pák, aby stejnoměrně doléhaly na brzdový kotouč a byly snáze vyměnitelné. Otočné čelisti jsou obvykle vyrobeny z litiny, kdy funkční plochy musí mít obložení, které se přinýtuje zápustnými nýty nebo přilepí.



Obr. 4.3.2. Dvojčinná čelist'ová brzda [1]

### **3.5. Přístroje k odbrzd'ování výtahového stroje**

#### Brzdové elektromagnety

Mohou být na střídavý nebo stejnosměrný proud.

- Elektromagnety na střídavý proud

Jsou třífázové nebo jednofázové, dimenzované na sdružené napětí. Třífázové magnety se připojují paralelně k elektromotoru výtahového stroje, jednofázové na dvě fáze napájecího vedení k elektromagnetu, aby při výpadku napětí ve dvou fázích nemohlo dojít k odbrzdění. Výhodou elektromagnetů na střídavý proud je jednoduchost jejich napájení a spínání.

- Elektromagnety na stejnosměrný proud

Jsou tišší, jejich proud je nezávislý na velikosti vzduchové mezery, hustota spínání je prakticky neomezená, jsou provozně velmi spolehlivé a jejich životnost je značná. Z uvedených důvodů jsou používány mnohem častěji, než elektromagnety na střídavý proud.

### 3.6. Zkoušení výtahových brzd

- Ověřit, zda brzda vyvine předpokládaný brzdný moment (několikrát opakovaná zkouška).
- Určit, zda brzda je schopna vyvodit potřebný brzdý moment při předpokládaném provozním režimu. Tato zkouška by měla trvat jednu hodinu.
- Zjistit, zda nedojde k nadměrnému opotřebení brzdového obložení při dlouhodobém provozu. Zkouška 1000 hodin.

### 3.7. Brzdové obložení

Čelisti jsou vybaveny brzdovým obložením za účelem zvýšení součinitele smykového tření. Obložení je k čelisti přinýtováno měděnými nebo hliníkovými nýty se zapuštěnou hlavou nebo lepeny.

Brzdové obložení musí být z nehořlavého materiálu a nesmí obsahovat azbest.



Obr. 3.7. Brzdové obložení [6]

## 4. Technologické výpočty

### 4.1. Brzdy výtahového stroje

Je řešen nákladní elektrický výtah. Bakalářská práce je zaměřena na návrh výtahového stroje, volbu lan a konstrukční návrh dvojčinné kotoučové brzdy. Vše je doloženo výkresovou dokumentací.

Nákladní výtah bývá navržen zejména pro přepravu zboží (osoby často zboží doprovázejí), ale i jiných předmětů. Nákladní výtahy bývají obvykle větší (menší nákladní výtahy se používají pro úzce specializované účely - výtah pro dopravu jídel v hotelích a restauracích) a jsou obvykle schopny unést těžší náklad než osobní výtah, obecně od 2000 do 4500 kg. Nákladní výtahy mohou mít manuálně ovládané dveře a často mají odolný povrch interiéru kvůli prevenci poškození během nakládky a vykládky.

#### Parametry výtahu

	Označení	Velikost	Jednotka
Nosnost	Q	2000	[kg]
Rychlost zdvihu	v	0,4	[m/s]
Zdvih	H	8	[m]
Lanový převod	$i_k$	1	-

### 4.2. Volba kabiny

Volím kabinu z katalogu firmy Delta CVS pro zadanou hmotnost 2000 kg. [3]

Základní parametry kabiny Delta CVS-ALFA 2000		
Nosnost	2000	[kg]
Rozměry kabiny (š x h x v)	1600 x 2600 x 2100	[mm]
Plocha podlahy	4,16	[m <sup>2</sup> ]
Hmotnost kabiny	769	[kg]

### 4.3. Volba rámu

Volím rám firmy Delta CVS – TL 2000 [3]. Tento rám je přímo určen pro kabinu výtahu Delta CVS – ALFA 2000. Hmotnost rámu kabiny je 304 kg. Dále volím příslušenství výtahové kabiny (kabinové dveře, podlahová krytina, osvětlení, madla).

**Celková hmotnost kabiny, rámu a doplňků je 1100 kg.**

### 4.4. Volba a dimenzování lan

Dle ČSN EN 81 – 1 vypočtu skutečnou sílu v lanech. Tuto sílu zvětším koeficientem bezpečnosti, který je dle této normy pro bubnové výtahy 12. [8]

Skutečná síla v lanech

$$\begin{aligned}F_{skut} &= (Q + P) \cdot g \\F_{skut} &= (2000 + 1100) \cdot 9,81 \\F_{skut} &= 30411N\end{aligned}\tag{4.1}$$

Teoretická síla v laně s ohledem na bezpečnost

$$\begin{aligned}F_{teor} &= \frac{k \cdot F_{skut}}{n} \\F_{teor} &= \frac{12 \cdot 30411}{1} \\F_{teor} &= 364,932 \text{ kN}\end{aligned}\tag{4.2}$$

**Volím lano se zaručenou nosností  $F_Z = 365 \text{ kN}$ .**

Minimální síly při přetržení  $F_{min}$  [kN] pro lana různých průměrů jsou uvedeny v tabulkách v normě ČSN EN 12 385 – 5.[7]. Z těchto tabulek lze přímo pomocí známé teoretické síly v jednom laně  $F_{teor}$  [kN] určit průměr lana zvoleného typu.

Z této normy vyplývá vztah, podle kterého provedu zpětnou kontrolu pomocí jednoduché podmínky  **$F_{min} > F_{teor}$**

$$F_{Min/} = \frac{K_1 \cdot d^2 \cdot R_r}{1000} [kN] \Rightarrow d \geq \sqrt{\frac{1000 \cdot F_{teor}}{K_1 \cdot R_r}} = \sqrt{\frac{1000 \cdot 364,932}{0,33 \cdot 1770}} = \underline{24,996mm}\tag{4.3}$$

- Volím šestipramenné ocelové lano o průměru 28 mm s vláknitou duší – 150 drátů
- **28 x 36 WS – FC 1770**

#### 4.5. Návrh rozměrů bubnu

Z podmínky dle normy ČSN 81 – 1 [8], ve které stojí, že všechny kladky, bubny a třecí kotouče musí mít průměr 40 x větší, než-li je průměr lana, které je přes kladku nebo buben vedeno, určíme průměr bubnu. Z této normy určím i ostatní rozměry bubnu.

##### Minimální průměr bubnu

$$D \geq 40 \cdot d = 40 \cdot 28$$

$$\underline{\underline{D \geq 1120 \text{ mm}}}$$

(4.4)

**Z důvodu velkého průměru bubnu, jsem se rozhodl zvolit 2 bubny. Síla se rozdělí mezi dvě lana a z podmínky z normy ČSN 81-1 vypočtu nový průměr brzdného kotouče.**

##### Teoretická síla v laně s ohledem na bezpečnost

$$F_{teor} = \frac{k \cdot F_{skut}}{n}$$

$$F_{teor} = \frac{12 \cdot 30411}{1}$$

$$\underline{\underline{F_{teor} = 364\,932 \text{ kN}}}$$

(4.1)

##### Teoretická síla ve dvou lanech s ohledem na bezpečnost

$$F_{teor} = \frac{k \cdot F_{skut}}{n}$$

$$F_{teor} = \frac{12 \cdot 30411}{2}$$

$$\underline{\underline{F_{teor} = 182\,466 \text{ kN}}}$$

(4.5)

Z teoretické síly v laně  $F_{\text{teor}}$  [kN] a z tabulek v normě ČSN EN 12 385 – 5 určím novou minimální sílu při přetržení  $F_{\text{min}}$  [kN]. [7]

#### Minimální síla při přetržení

$$F_{\text{Min}} = \frac{K_1 \cdot d^2 \cdot R_r}{1000} [\text{kN}] \Rightarrow d \geq \sqrt{\frac{1000 \cdot F_{\text{teor}}}{K_1 \cdot R_r}} = \sqrt{\frac{1000 \cdot 182,466}{0,33 \cdot 1770}} = \underline{\underline{17,675 \text{ mm}}} \quad (4.3)$$

- Volím šestipramenné ocelové lano o průměru 18 mm s vláknitou duší – 150 drátů
- **18 6 x 25 F – FC 1770**



Obr. 4.5.1 Konstrukce zvoleného lana [7]

Z podmínky dle normy ČSN 81 – 1, ve které stojí, že všechny kladky, bubny a třecí kotouče musí mít průměr 40 x větší, než-li průměr lana, které je přes kladku nebo bubnu vedeno, určíme nový průměr bubnu. Z této normy určím i ostatní rozměry bubnu.

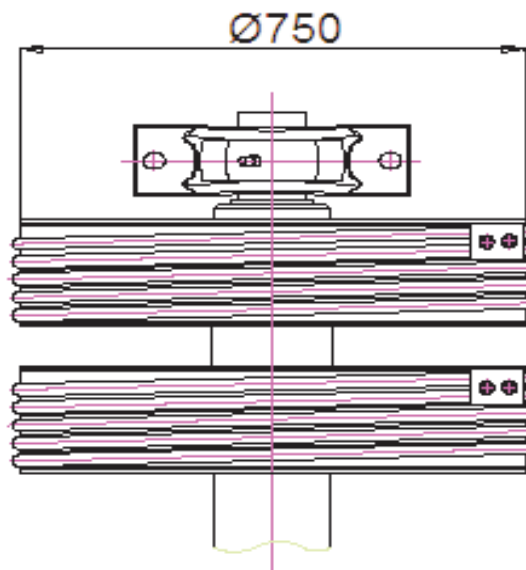
#### Minimální průměr bubnu

$$D \geq 40 \cdot d = 40 \cdot 18$$

$$\underline{\underline{D \geq 720 \text{ mm}}}$$

(4.4)

**Volím 2 bubny o průměru 750 mm.**



Obr. 4.5.2. Průměr bubnu

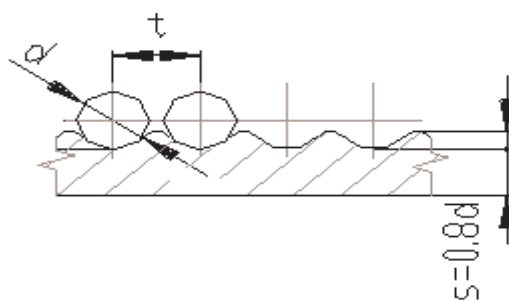
Výpočet minimální tloušťky bubnu [11]

$$s = 0,8 \cdot d = 0,8 \cdot 18$$

$$\underline{\underline{s = 14,4 \text{ mm}}}$$

[11] (4.6)

**Volím tloušťku bubnu 15 mm**



Obr.4.5.2 Minimální tloušťka drážky

Stanovení otáček lanového bubnu

$$n_b = \frac{i_k \cdot v_z}{\pi \cdot D_b} = \frac{1 \cdot 0,4}{\pi \cdot 0,750}$$

$$\underline{\underline{n_b = 0,1698 \text{ s}^{-1}}}$$

(4.7)

Délka lana navíjená na bubnu

$$L = H \cdot i_k = 8 \cdot 1 = \underline{\underline{8 \text{ m}}} \quad (4.8)$$

Počet závitů na bubnu

$$z = \frac{L}{\pi \cdot D_b} + 3 = \frac{8}{\pi \cdot 0,750} + 3 = \underline{\underline{6,395}} \quad (4.9)$$

**Volím 7 závitů na jednom bubnu  $z = 7$**

Délka závitové části

$$l = z \cdot t = 7 \cdot 20 = \underline{\underline{140 \text{ mm}}} \quad (4.10)$$

Stoupání drážek na bubnu, pro průměr lana 18 mm

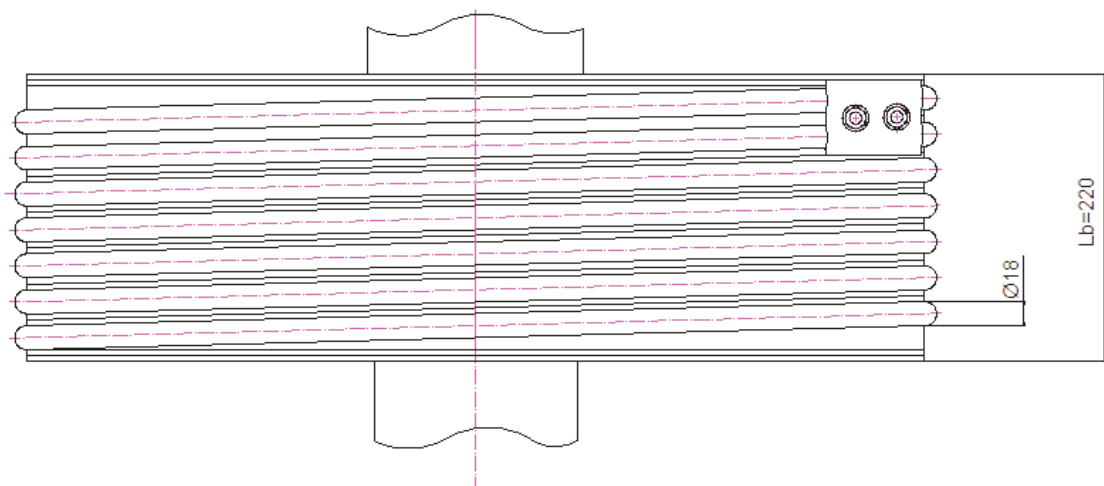
$$t = 18 + 2 = 20 \text{ mm} \quad (4.11)$$

Délka krajních hladkých částí bubnu pro kotvení konců lan

$$l_1 = 4 \cdot t = 4 \cdot 20 = \underline{\underline{80 \text{ mm}}} \quad (4.12)$$

Celková délka lanového bubnu

$$L_b = l + l_1 = 140 + 80 = \underline{\underline{220 \text{ mm}}} \quad (4.13)$$

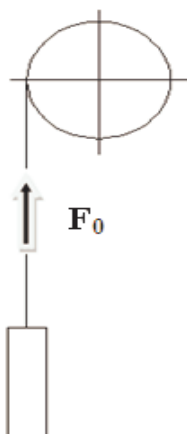


Obr. 4.5.3. Rozměry bubnu



#### 4.6. Výpočet obvodové síly

Pro výpočet výkonu elektromotoru musíme vypočítat obvodovou sílu  $F_0$ . Musíme vycházet ze situace, kdy bude kabina plně zaplněna v dolní poloze, což je nejméně příznivý stav. Brzda musí být schopna zastavit výtah jedoucí směrem dolů se zatížením o 25% větším, než je nosnost a při působení jen jedné čelisti se zatížením rovnajícím se nosnosti.



Obr. Zobrazení síly  $F_0$

$$\begin{aligned} F_0 &= (1,25 \cdot Q + P) \cdot g \\ F_0 &= (1,25 \cdot 2000 + 1100) \cdot 9,81 \\ F_0 &= 35316 N \end{aligned} \tag{4.14}$$

Dle normy ČSN 81-1, z které vyplývají bezpečnostní předpisy pro konstrukci a montáž osobních a nákladních výtahů, musíme nosnost výtahu zvětšit o 25%.

#### 4.7. Potřebný výkon elektromotoru

$$P_{Em \min} = \frac{F_o \cdot v_z}{1000 \cdot \eta_c} = \frac{35316 \cdot 0,4}{1000 \cdot 0,735} = \underline{\underline{19,22 \text{ kW}}} \tag{4.15}$$

$\eta_{Em} = 0,875$  – Účinnost elektromotoru.

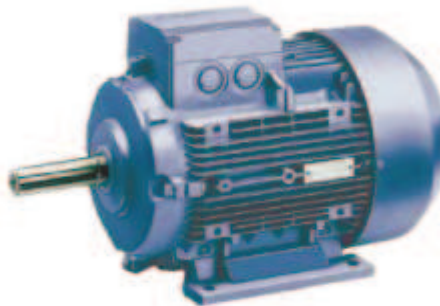
$\eta_p = 0,84$  – Účinnost převodovky.

$$\eta_c = \eta_{Em} \cdot \eta_p = \underline{\underline{0,735}} \tag{4.16}$$

## 4.8. Volba elektromotoru

Volím trojfázový asynchronní motor s kotvou nakrátko od firmy Siemens typ **1LA9166-4LA6x**, patkový se zvýšeným výkonem  **$P_{Em} = 22 \text{ kW}$**  [4]

Typová řada:	1LA9
Velikost (osová výška):	160 mm
Výkon:	22 kW
Otáčky:	1 455 min <sup>-1</sup>
Počet pólů:	Čtyřpólový
Napětí:	400 / 690V 50Hz
Krytí:	IP 55
Kostra:	Hliníková
Pro teplotu okolí:	od -30°C do + 40°C
Třída izolace:	F
Pro nadmořskou výšku:	do 1000 m
Pro trvalé zatížení:	S1
Standardní nátěr:	Odstín RAL 7030



Obr. Základní parametry zvoleného výtahu 1LA9166-4LA6x [4]

### Parametry elektromotoru

<b>Výkon (P)</b>	22	kW
<b>Otáčky (<math>n_m</math>)</b>	1455 (24,25)	min <sup>-1</sup> ( s <sup>-1</sup> )
<b>Účinnost (<math>\eta_{Em}</math>)</b>	0,875	-
<b>Jmenovitý moment (<math>M_{N-EM}</math>)</b>	144	N•m
<b>Poměrný záběrový moment (<math>M_{Z-EM}</math>)</b>	3,1	-
<b>Moment setrvačnosti (<math>J_{EM}</math>)</b>	0,072	kg•m <sup>2</sup>

## 4.9. Výpočet převodového poměru

Výpočet potřebného převodového poměru

$$i_p = \frac{n_m}{n_b} = \frac{24,25}{0,1698} = \underline{\underline{142,82}} \quad (4.17)$$

#### 4.10. Volba převodové skříně

Je nutno použít samosvornou převodovku, která musí být schopna přenášet kroutící moment pouze v jednom směru otáčení, v žádném případě obráceně. Z tohoto důvodu volím šnekovou převodovku, která splní podmínku samosvornosti.

Volím převodovku **Textron CNU 10 – 150**



Obr. 4.10. Zvolená převodová skříň Textron [5]

#### Parametry převodovky

<b>Převodový poměr ( <math>i_p</math> )</b>	150	-
<b>Účinnost ( <math>\eta_p</math> )</b>	0,84	-
<b>Maximální přenášený výkon ( <math>P_p</math> )</b>	24,8	kW
<b>Maximální výstupní moment ( <math>M_{pmax}</math> )</b>	11 900	N•m
<b>Moment setrvačnosti ( <math>J_p</math> )</b>	0,014	kg•m <sup>2</sup>

#### 4.11. Skutečná rychlost zdvihu

$$v_{zs} = \frac{\pi \cdot D_b \cdot n_m}{i_p} = \frac{\pi \cdot 0,750 \cdot 24,25}{150} = \underline{\underline{0,38 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}} \quad (4.18)$$

Moje zadaná rychlost zdvihu je 0,4 m/s. Rozdíl mezi zadanou rychlostí zdvihu a skutečnou rychlostí zdvihu je zanedbatelný.

## 4.12. Kontrola doby rozběhu

Vycházíme ze základní momentové rovnice. [11]

$$M_z = M_{st} + M_i \quad [11](4.19)$$

Statický moment břemene redukováný na hřídel motoru

$$M_{st} = \frac{m \cdot g \cdot D_b}{2 \cdot i_p \cdot \eta_c} = \frac{3100 \cdot 9,81 \cdot 0,75}{2 \cdot 150 \cdot 0,735} \cong 103,44 \text{ Nm} \quad (4.20)$$

Moment setrvačnosti posuvných hmot redukováný na hřídel motoru

$$\begin{aligned} M_i &= J \cdot \varepsilon = (J_1 + J_3) \cdot \varepsilon \\ M_i &= (J_1 + J_3) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{Em}}{t_r} \\ M_i &= (1,25 + 0,026) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 24,25}{t_r} \\ M_i &= \frac{194,42}{t_r} \end{aligned} \quad (4.21)$$

$$\begin{aligned} J_1 &= J_{Em} + J_{Bk} + J_P + J_B \cdot \frac{1}{i_p \cdot \eta_c} \\ J_1 &= 0,072 + 0,84 + 0,014 + 36,5 \cdot \frac{1}{150 \cdot 0,735} \\ J_1 &= 1,25 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \end{aligned} \quad (4.22)$$

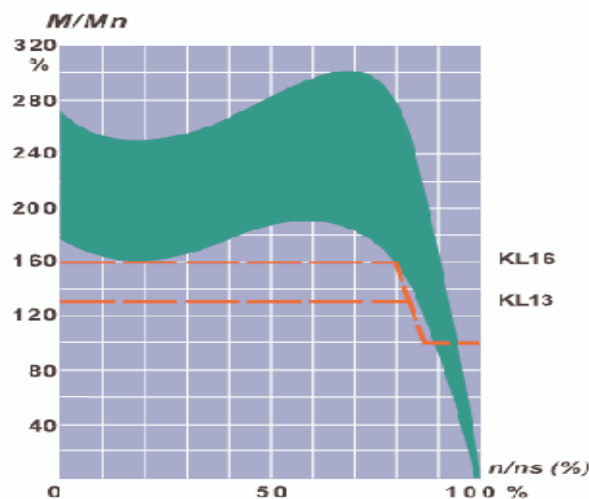
$$\begin{aligned} J_2 &= \frac{m \cdot v_{sk}^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot n_m^2 \cdot \eta_c} \\ J_2 &= \frac{3100 \cdot 0,38^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot 24,25^2 \cdot 0,735} \\ J_2 &= 0,026 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \end{aligned} \quad (4.23)$$

Pro záběrový moment platí  $M_z = 0,7M_{\max}$ , z toho tedy dále vycházíme:

$$M_z = 0,7 \frac{M_{\max}}{M_n} \cdot \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_m} = 0,7 \cdot 3,1 \cdot \frac{22000}{2 \cdot \pi \cdot 24,25}$$

$$\underline{\underline{M_z = 313,32 \text{ N} \cdot \text{m}}} \quad (4.24)$$

Motory s kotvou nakrátko jsou přednostně spouštěny přímým zapnutím. Klasifikace momentu KL16 ukazuje, že při přímém zapnutí i při úbytku napětí -5% je možný rozběh proti zátěžnému momentu až do 160% jmenovitého kroutícího momentu.



Obr. 4.12. Momentová charakteristika elektromotoru [4]

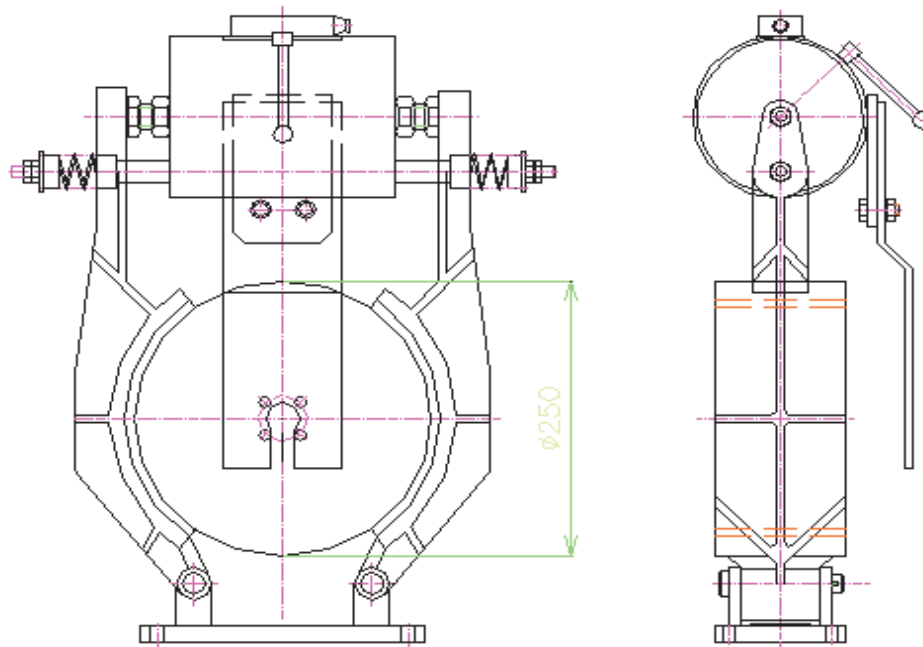
Zpětně dosadíme do základní momentové rovnice a z této vypočteme dobu rozběhu

$$313,32 = 103,44 + \frac{194,42}{t_r} \Rightarrow t_r = \frac{194,42}{313,32 - 103,44}$$

$$\underline{\underline{t_r = 0,926 \text{ s}}} \quad (4.25)$$

### 4.13. Volba brzdy

Navrhl jsem dvoučelist'ovou brzdou ovládanou elektromagnetickým odbrzd'ovačem pro nákladní výtah, o průměru brzdneho kotouče 250 mm.



Obr. 4.13. Dvoučelist'ová brzda zdvihu

### 4.14. Stanovení potřebného brzdneho momentu

Dle normy ČSN EN 81-1 musíme statický moment zvětšit bezpečnostním součinitelem pro střední provoz 1,75. [8]

$$M_b = \beta \cdot M_{st} = 1,75 \cdot 103,44 = \underline{181,02 \text{ Nm}} \quad (4.26)$$

Má-li brzda zastavit spouštěné břemeno, musí vyvodit brzdící moment, který působí nejen proti statickému momentu, ale zároveň inerčnímu momentu od rotujících i posuvných hmot.

$$M_b = M_{st} + M_{Ir} + M_{Ip} \quad (4.27)$$

Dle normy ČSN EN 81-1 se doba brzdění volí od 0,5 – 1,5 s.

Volím dobu brzdění 1 s.

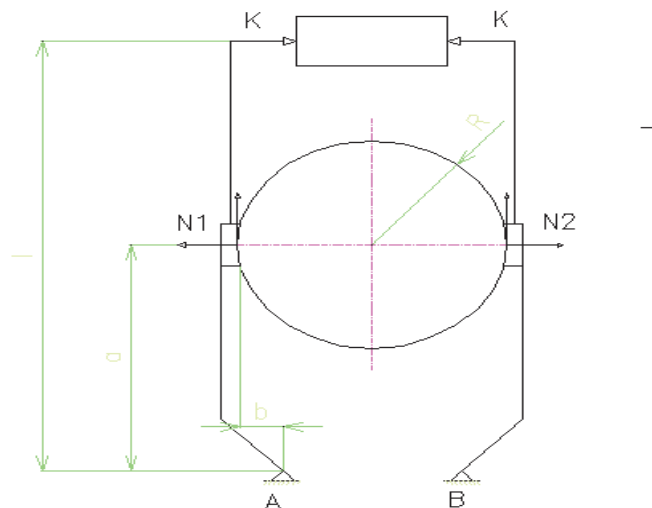
Pak brzdný moment

$$M_b = \beta \cdot M_{st} + k \cdot J \cdot \varepsilon = 181,2 + 1,3 \cdot 1,276 \cdot 2,54 \cong 185,4 \text{ Nm} \quad (4.28)$$

$$\varepsilon = \frac{\pi \cdot 24,33}{30 \cdot t_b} = \frac{\pi \cdot 24,25}{30 \cdot 1} = 2,54 \text{ s}^{-2} \quad (4.29)$$

**Na tento brzdný moment budu dimenzovať dvoučelísťovou brzdou zdvihu.**

#### 4.15. Výpočet přitlačné síly



Obr. 4.14. Schéma brzdy se zavedením působících sil

### Rozměry brzdy

- $R = 125 \text{ mm} = 0,125 \text{ m}$
- $a = 150 \text{ mm} = 0,150 \text{ m}$
- $b = 50 \text{ mm} = 0,05 \text{ m}$
- $l = 375 \text{ mm} = 0,375 \text{ m}$
- $f = 0,35$

Volím čas brzdění  $t_b = 1 \text{ s}$

$$M_{U \min} = M_{st} + M_i$$

$$M_{U \min} = 103,44 + \frac{194,42}{t_b}$$

$$M_{U \min} = 103,44 + \frac{194,42}{1} \quad (4.30)$$

$$\underline{M_{U \min} = 297,86 \text{ N} \cdot \text{m}}$$

**Volím  $M_U = 300 \text{ Nm}$**

Momentová podmínka k bodu A

$$\sum M_A = 0$$

$$N_1 \cdot a - N_1 \cdot f \cdot b = K \cdot l$$

$$N_1 \cdot (a - f \cdot b) = K \cdot l$$

$$\underline{N_1 = \frac{K \cdot l}{a - f \cdot b}} \quad (4.31)$$

Momentová podmínka k bodu B

$$\sum M_B = 0$$

$$N_2 \cdot a + N_2 \cdot f \cdot b = K \cdot l \quad (4.32)$$

$$N_2 \cdot (a + f \cdot b) = K \cdot l$$

$$\underline{N_2 = \frac{K \cdot l}{a + f \cdot b}}$$

$$M_U = F_U \cdot R \Rightarrow F_U = \frac{M_U}{R} = \frac{300}{0,125} = \underline{\underline{2400 \text{ N}}} \quad (4.33)$$

$$F_U = (N_A + N_B) \cdot f = \left( \frac{K \cdot l}{a - f \cdot b} + \frac{K \cdot l}{a + f \cdot b} \right) \cdot f \quad (4.34)$$



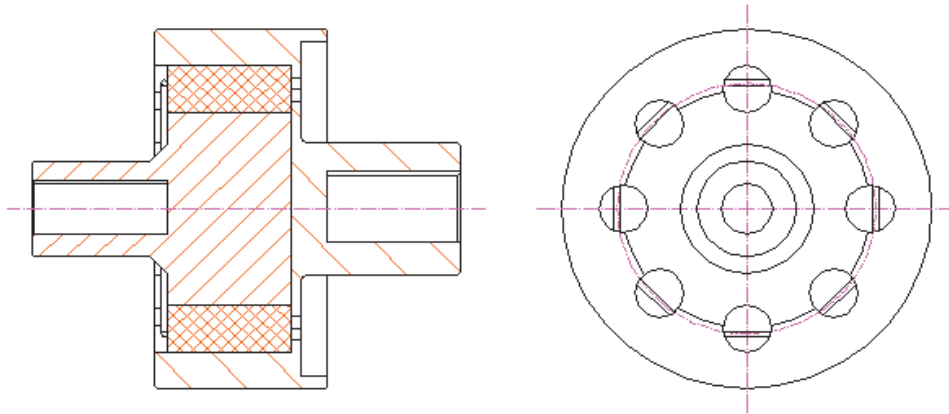
$$K = \frac{(a - f \cdot b) \cdot (a + f \cdot b) \cdot F_U}{2 \cdot f \cdot a \cdot l} = \frac{(0,15 - 0,35 \cdot 0,05) \cdot (0,15 + 0,35 \cdot 0,05) \cdot 2400}{2 \cdot 0,35 \cdot 0,15 \cdot 0,375}$$

$$\underline{\underline{K = 1352,76N}} \quad (4.35)$$

**K vyvození potřebného brzdného momentu je nutno šrouby a pružiny nastavit minimálně na přítláčnou sílu 1360 N.**

#### 4.16. Volba spojky

Volím pružnou spojku, která přenáší kroutící moment přes pryžové válečky, jež jsou vloženy mezi hnací a hnanou hřídel. Spojka zároveň slouží jako brzdný kotouč.



Obr. 4.15. Zvolená spojka

#### 4.17. Volba odbrzdovače

Volím elektromagnetický odbrzdovač firmy Wykov [1] - MG-B220/250-48V, magnet brzdy k B 220/250 – pracovní napětí 48 V.

Volím držák elektromagnetického odbrzdovače DMB 250 [1]

## 4.18. Volba brzdového obložení

Volím brzdové obložení MBL 5850 [6]

Obložení MBL 5850 je středně tuhý, lisovaný, bezazbestový třecí materiál na bázi syntetické pryže a anorganických pryskyřic. Obsahuje čistý kov ke zlepšení tepelné vodivosti a třecích vlastností ve vysokých teplotách. Může být považován za nadstandardní třecí materiál, což znamená, že má lepší třecí vlastnosti, lepší použitelnost za vysokých teplot a lepší odolnost proti opotřebení než většina třecích materiálů. MBL 5850 je odolný oleji, přítomnost oleje však samozřejmě snižuje třecí vlastnosti materiálů. Materiál lze lepit i nýtovat.



Obr. 4.17. Brzdové obložení MBL 5850 [6]

### Hlavní vlastnosti

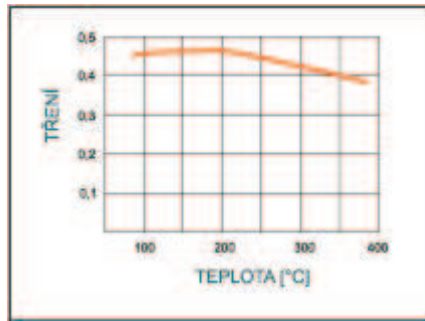
Vlastnost	Jednotka	Hodnota
Hustota	g/cm <sup>3</sup>	2,1
Pevnost v stlačení	N/mm <sup>2</sup>	28
Pevnost v smyku	N/mm <sup>2</sup>	4,5
Maximální teplota dlouhodobě	°C	250
Maximální teplota krátkodobě	°C	425
Maximální teplota občasně	°C	350
Doporučený protilehlý povrch	-	litina nebo ocel, tvrdost > HB180

### Rozměry brzdového obložení

**Délka role:** 10 m

**Tloušťka role:** 4 - 12 mm

**Šíře role:** 20-140 mm



Obr. 4. 17. 1. Schéma součinitele tření [6]

### Volba lepení

Volím druh lepení Cyberbond 2241 [6]

Částečně pružný, pryží ztužený kyanakrylát pro dynamicky a tepelně namáhané spoje. Tyto výrobky xtraflex také zaručují určitou odolnost vůči rázu. Velmi dobré výsledky pro kombinace kov na plast, resp. kov na pryž. Schopné obstát v testech vlhkosti, stříkání soli a kataplazmových testech.

### Hlavní vlastnosti

Viskozita	Manipulační	pevnost [s]	Pevnost ve stříhu	Teplotní rozsah		
	kov	pryž	plast	dřevo	Ocel [N/mm2]	
2400	55	10	9	40	28,0	-55 až +140 °C

## 4.19. Měrný tlak mezi čelistmi a bubnem

### Velikost plochy obložení

$$S_o = \pi \cdot D_B \cdot B_b \cdot \frac{\alpha}{360^\circ} = \pi \cdot 750 \cdot 110 \cdot \frac{90^\circ}{360^\circ}$$

$$\underline{S_o = 64795,35 \text{ mm}^2} \quad (4.36)$$

Úhel opásání se volí 70 - 90°

Volím úhel opásání čelistmi  $\alpha = 90^\circ$

Tlak mezi čelistmi a bubnem

$$p \leq p_d$$

$$p = \frac{M_B}{f \cdot D_B \cdot S_o} = \frac{185,4 \cdot 10^3}{0,35 \cdot 750 \cdot 64795,35} = \underline{\underline{0,0109 \text{ MPa}}} \quad (4.37)$$

Dovolený tlak  $p_d = 0,6 \text{ MPa}$  [16]

$$p \leq p_d$$

$$\underline{\underline{0,0109 \leq 0,6 \text{ MPa}}}$$

**Měrný tlak vyhovuje.**

#### **4.20. Kontrola brzdy na oteplení**

Měrný výkon vztažený na dobu jedné sekundy ( $t = 1$ ) [11]

$$P_m = p \cdot f \cdot \frac{v \cdot t}{2} = 0,0109 \cdot 10^6 \cdot 0,35 \cdot \frac{57,14 \cdot 1}{2}$$
$$\underline{\underline{P_m = 0,109 \cdot 10^6 \text{ Nmm}^{-2} \text{ s}^{-1}}} \quad (4.38)$$

Obvodová rychlost na brzdovém kotouči

$$v = \pi \cdot D_B \cdot n_m = \pi \cdot 0,750 \cdot 24,25 = \underline{\underline{57,14 \text{ ms}^{-1}}} \quad (4.39)$$

**Přípustný měrný výkon**

$$P_r = 1,6 \cdot 10^6 \text{ Nmm}^{-2} \text{ s}^{-1} \quad [11]$$

$$P_m < P_r$$

**Brzda vyhovuje.**

Kontrola měrným výkonem je pouze hrubou kontrolou brzdy na oteplení.

#### 4.21. Kontrola čepu na otlačení

Normální přitlačná síla na kotouč

$$F_N = \frac{M_B}{f \cdot D_B} = \frac{185,4 \cdot 10^3}{0,35 \cdot 750} = \underline{\underline{706,29 \text{ N}}} \quad (4.40)$$

$$p \leq p_{dov}$$

$$p = \frac{F_N}{d \cdot b \cdot 2} = \frac{706,29}{16 \cdot 10 \cdot 2} = 2,2 \text{ MPa} < p_{dov} \quad (4.41)$$

$p_{dov} = 12 \text{ MPa}$  -pro materiál čepu 11500, uložení hybné, střídavé napětí [16]

Čep vyhovuje na otlačení.

## **5. Závěr**

Cílem mé bakalářské práce bylo navrhnout dvoučelistovou brzdu výtahu pro nákladní elektrický výtah a navrhnout k tomuto výtahu pohonnou jednotku.

V úvodní části byly vysvětleny základní pojmy a bylo provedeno základní konstrukční rozdělení brzd, rozdělení dle použití brzd a způsoby ovládání brzd. Dále jsem se zaměřil na brzdy výtahového stroje a na podmínky, při kterých se zkouší výtahové brzdy.

Zpracoval jsem technologické výpočty dle norem ČSN EN 81-1 a ČSN EN 12385-5 zahrnující návrh nosných lan, návrh klece a rámu výtahu, návrh bubnu a všech komponentů výtahového stroje.

Dále jsem zpracoval výkresovou dokumentaci, a to výrobní výkres brzdy, kde jsou znázorněny přesné rozměry brzdy a sestavný výkres poháněcí stanice, kde je znázorněn celý výtahový stroj.

## **6. Seznam použitých zdrojů**

### **Internetové zdroje**

- [1] <http://www.wykov.cz/>
- [2] <http://www.bazar.cz/>
- [3] <http://www.deltacvs.cz/>
- [4] <http://www.elektromotory.net/>
- [5] <http://www.textron.com/>
- [6] [http://www.sittech.cz/brzdove\\_oblozeni.htm](http://www.sittech.cz/brzdove_oblozeni.htm)

### **Normy**

- [7] *Norma CSN EN 12385-5 Ocelová drátěná lana – Bezpečnost*  
(Část 5: Pramenná lana pro výtahy). Praha: CNI, 2004
- [8] *Norma CSN EN 81-1 Bezpečnostní předpisy pro konstrukci a montáž výtahu*  
(Část 1: Elektrické výtahy). Praha: CNI, 1999
- [9] *Norma CSN ISO 4190-1 Zřizování elektrických výtahů*  
(Část 1: Výtahy třídy I, II, III a VI). Praha: CNI, 2005

### **Legislativa**

- [10] Vyhláška č. 19/1979 Sb., o vyhrazených zdvihacích zařízeních

### **Knižní publikace**

- [11] DOLEŽAL, J., JANOVSKEÝ, L. *Výtahy a eskalátory (Technický průvodce 55)*.  
1 vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1980. 695s.
- [12] POLÁK, J., SLÍVA, A. *Dopravní a manipulační zařízení III*. Ostrava:  
Ediční středisko VŠB – TU Ostrava, 2005. 137 s.
- [13] DRAŽAN, F., KUPKA, L. a kol.: *Transportní zařízení*. SNTL, Praha 1966

- [14] CVEKL, Z., JANOVSKEÝ, L., PODIVÍNSKÝ, V., TALACKO, J.:  
*Teorie dopravních a manipulačních zařízení.* ČVUT Praha, 1984
- [15] JEŘÁBEK, L.:*Stroje a zařízení pro manipulaci.* ES ČVUT Praha 1987
- [16] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky.* 1. vyd. Úvaly: ALBRA, 2003. 865 s

## **7. Přílohy**

### **Výkresová dokumentace**

- *Dvoučelist'ová brzda výtahu.* Výrobní výkres dvoučelist'ové brzdy
- *Výtahový stroj.* Sestavný výkres výtahového stroje